

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 01-177492

(43)Date of publication of application : 13.07.1989

(51)Int.Cl.

F04D 5/00

(21)Application number : 62-335240

(71)Applicant : AISAN IND CO LTD

(22)Date of filing : 28.12.1987

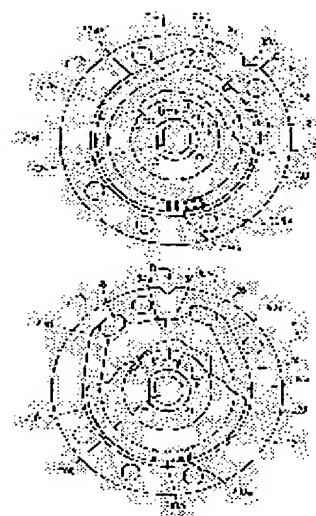
(72)Inventor : MINE KOICHI  
SUZUKI SHIGERU

## (54) WESCO TYPE PUMP MECHANISM

### (57)Abstract:

**PURPOSE:** To prevent the generation of a spiral vortex and to prevent the generation of noise, by a method wherein a flow passage part having a radial size gradually decreased is formed on the downstream side of a flow passage in a pump chamber, and a communicating hole is communicated to the terminal end part of the flow passage part.

**CONSTITUTION:** A flow passage groove is formed in a wall member to form a series of flow passages 28 and 32 running from an inlet hole 2 to an outlet hole 18. A flow passage part with a radial size gradually decreased, radially outwardly extended and superposed with tooth grooves 208a and 210a of impellers 208 and 210, is formed on the downstream side of flow passages 28 and 32 in a pump chamber. The outlet hole 18 or a communicating hole 26 is communicated to the terminal end part of the flow passage part. This constitution prevents the generation of a spiral vortex and noise.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

平1-177492

⑬ Int. Cl.<sup>4</sup>

F 04 D 5/00

識別記号

庁内整理番号

G-8409-3H

C-8409-3H

⑭ 公開 平成1年(1989)7月13日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全10頁)

⑮ 発明の名称 ウエスコ型ポンプ機構

⑯ 特 願 昭62-335240

⑰ 出 願 昭62(1987)12月28日

⑱ 発 明 者 峯 功 一 愛知県大府市共和町1丁目1番地の1 愛三工業株式会社  
内

⑲ 発 明 者 鈴 木 茂 愛知県大府市共和町1丁目1番地の1 愛三工業株式会社  
内

⑳ 出 願 人 愛三工業株式会社 愛知県大府市共和町1丁目1番地の1

㉑ 代 理 人 弁理士 岡田 英彦 外2名

明 細 書

1. 発明の名称

ウエスコ型ポンプ機構

2. 特許請求の範囲

少なくとも1つのインペラをその軸方向及び半径方向より取囲む壁部を備えて、内部に少なくとも1つのポンプ室を形成する壁部材と、この壁部材に設けられた入口穴及び出口穴と、前記入口穴より前記出口穴に至る一連の流路を形成するため前記軸方向の壁部材に各々設けられた流路溝を有し、前記ポンプ室内の前記流路の下流側には、半径方向外側に延出して前記インペラの前記歯溝に連なる半径方向の寸法を徐々に狭める流路部分を形成し、かつこの流路部分の終端部に前記出口穴もしくはポンプ室の軸方向の壁部材に形成された連通穴を連通させるとともに、該出口穴もしくは連通穴を前記インペラの周縁に近接して配置したことを特徴とするウエスコ型ポンプ機構。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

この発明はウエスコ型ポンプ機構に関する。

(従来技術)

従来のウエスコ型ポンプ機構を第1図、第2図、第16図及び第17図に従って説明すると、第1図は自動車等の燃料を燃料タンクより汲み上げるための電動式燃料ポンプを示すもので、第1図中、ポンプ機構200は燃料ポンプの下部に配設されており、燃料の入口穴202を有してポンプ機構の下側のポンプ室を構成するボデー204(第2図参照)と、燃料ポンプの内部ほぼ中央に配設されたモータ部(図示省略)のアーマチュア輪206に固定されて回転駆動される第1インペラ208及び第2インペラ210と、これらの間に介在された円状の仕切プレート212と、ポンプ機構200の上側のポンプ壁とともに上記モータ部の仕切壁を構成するカバー214とを有しており、カバー214にはアーマチュア輪206が挿通する中央穴216及びモータ部部への出口穴218が形成されている。220、222は第1インペラ208及び第2インペラ210をそれぞれ同心

で取組んで配置されて半径方向のポンプ壁を形成する環状の第1スパーサ及び第2スパーサである。ここで、カバー214はケーシング221の端部にかしめつけられており、カバー214には第2スパーサ222、仕切プレート212、第1スパーサ220及びボデー204がこの順に重ねられてスクリュ224～224により固定されている。

ボデー204、仕切プレート212及びカバー214には第1インペラ208及び第2インペラ210の外周部に形成された歯溝208a、210aに対応する部位においてそれぞれ所定の角度範囲で流路溝204a、212a及び212b（第1インペラ208及び第2インペラ210側の両側）及び214aが形成されている。これらの流路溝のうち流路溝204aと第1インペラ208側の流路溝212aとは第1スパーサ220の内周面との間で入口穴202より仕切プレート212に設けられた連通穴226に至る第1流路228を形成しており、第1スパーサ220の内周部には上記入口穴202と連通穴226との円

周方向近い側の角度範囲において半径方向内向きに突出しほぼ第1インペラ208と同径の円弧面230aを有する隔壁230が形成されて、この間の流体の流通を阻んでいる（第16図参照）。一方流路溝214aと第2インペラ210側の流路溝212bとは第2スパーサ222の内周面との間で連通穴226より出口穴218に至る第2流路232を形成しており、第2スパーサ222の内周部には連通穴226と出口穴202との円周方向近い側の角度範囲において半径方向内向きに突出しほぼ第2インペラ210と同径の円弧面234aを有する隔壁234が形成されて、この間の流体の流通を阻んでいる（第17図参照）。なお、第16図中の236～236及び第17図中の238～238はスクリュ224～224を通すため第1スパーサ220及び第2スパーサ222にそれぞれ形成された節通穴である。

さて、このような電動式燃料ポンプではモータ部に接続端子240を介して通電しアーマチュア輪206を回転させると第1インペラ208及び

第2インペラ210とが回転運動され、図示しない燃料タンク内の燃料が入口穴202より汲み上げられ、第1流路228より連通穴226を通過して第2流路232に導かれ、さらに出口穴202を通過してケーシング221内に入り、吐出口242を経て外部に導かれるようになっている。

（発明が解決しようとする問題点）

上記のようなウエスコ型のポンプ機構200では燃料が第1流路228より連通穴226に、また第2流路232より出口穴202に向けて流れる際に対応する隔壁230及び234の一端側に螺旋渦流状態（このような螺旋渦流は例として第1A図に矢印で示すように第1インペラ208の歯溝208a、208aに沿って半径方向外方に流れて流路228の半径方向壁面に突き当たり、流路溝204a及び流路溝212aに沿って半径方向内方に流れて再び歯溝208a、208aに沿って半径方向外方に流れる循環流である。）で突き当たってそれぞれ第1インペラ208及び第2インペラ210の歯数×毎秒回転数の周波数で

発生する高周波音を発生し、これが騒音の原因となっていた。

このため、例えば、実公報第39-143号公報ではポンプ内周壁の終端部分を接線方向に延長して出口穴に連結するウエスコ型ポンプの構成が提案されているが、このような構成では隔壁に衝突する流体の全体的な流速は緩和されるものの、こように緩和された流れにあっても高速の螺旋渦流自体は依然として存在しているため、螺旋渦流の隔壁への衝突とそれに伴う大きな圧力衝撃波の発生は避けられず、騒音低減効果に乏しい欠点があった。

また他にもこのような隔壁への流体の衝突を緩和するための構成として特公報第39-9738号公報、同第39-13692号公報、特開昭第58-101263号公報及び実公報第46-8745号公報、同第47-21203号公報、さらには実開昭第52-126303号公報に開示されたものがある。しかしながら、これらは高速の螺旋渦流自体に起因する騒音の発生の排除が不

可能であり、あるいはそれを意図して特に構成されたものではなく、またいずれもポンプ部を一つのみ備えた単段式のポンプに関するもので、複数段のポンプを有する多段式のポンプにすぐさま適用できる汎用性のあるものではなかった。

(問題点を解決するための手段)

上記従来技術の問題点を解決すべく本発明のウエスコ型ポンプ機構は、少なくとも一つのインペラをその軸方向及び半径方向より取囲む壁部を備えて、内部に少なくとも一つのポンプ室を形成する壁部材と、この壁部材に設けられた入口穴及び出口穴と、入口穴より出口穴に至る一連の流路を形成するため軸方向の壁部材に各々設けられた流路溝を有し、ポンプ室内の流路の下流側には、半径方向外側に延出してインペラの端溝に連なる半径方向の寸法を徐々に狭める流路部分を形成し、かつこの流路部分の終端部に出口穴もしくはポンプ空間の軸方向の壁部材に形成された連通穴を連通させるとともに、該出口穴もしくは連通穴を前記インペラの周部に近接して配置して構成されて

いる。

(作用)

本発明において、ポンプ室の流路は下流側に向かうにつれ当該流路内の半径方向内向きの流れを徐々に減少させるので、螺旋渦流の発生が徐々に抑えられ、従って流体は螺旋渦流の少ない状態で隔壁等に衝突するので騒音の発生が抑制される。また、この流路部分の終端部に連通する出口穴もしくは連通穴はインペラの周部に近接して配置してあるので、このような流路部分の形成あるいは出口穴の位置の設定に伴うポンプ壁の変形は最小限で済み、かつポンプ室を複数備えたポンプ機構の場合には前段の流路穴より次段の流路がなだらかにつながることをなす。

(実施例)

次に本発明の第1実施例～第4実施例実施例を第3図～第15図を参照して説明する。なお、これらの実施例はいずれも上記従来例と同様な電動式燃料ポンプにおいて採用されている多段式のウエスコ型ポンプ機構に関するもので、それらの先

に従来例に関連して示した第1図と同様な面での縦断面は共通しており、このため第1図において従来例と対応する部品には括弧書きで番号を付してその詳しい説明は省略し、かつ各実施例に共通する図中従来例と同様な部品には同一符号を付して説明を省略する。

まず本発明の第1実施例を第3図～第8図を参照して説明すると、

第3図(従来例の第16図に対応)において、仕切プレート12の第1インペラ208側の流路溝12aは流通穴26の中心より流体の流れ方向とは逆方向に約45°の位置より斜幅でほぼ接線方向に延びて第1インペラ208の外周まで延出する下流側溝部分12a1を有しており、この下流側溝部分12a1は終端部近傍で元の溝部分とほぼ同心の円弧状に滑らかに曲がり、終端部で直径方向とほぼ直角に交わっている。流通穴26は上記下流側溝部分12a1と同幅で円周方向に長手方向軸を有する長穴状に形成されており、このため第1インペラ208の周部近傍でその外周に位置し

ている。また第1スペーサ20の内周面は流路溝12aに沿った曲面状に形成されており、さらにその隔壁30の内弧面30aの円周方向両端部は丸みを帯びてなだらかに形成されている。

次に第4図(従来例の第17図に対応)において、カバー14の流路溝14aは流通穴26に対応する位置を始端とする上記仕切プレート12の下流側溝部分12a1と対称形状の上流側溝部分14a1を有しており、終端部には出口穴18の中心より流体の流れ方向とは逆方向に約45°の位置より同幅でほぼ接線方向に延びて第2インペラ210の外周まで延出する下流側溝部分14a2を有しており、この下流側溝部分14a2は終端部近傍で元の溝部分とほぼ同心の円弧状に滑らかに曲がり、終端部で直径方向とほぼ直角に交わっている。出口穴18は上記下流側溝部分14a2と同幅で円周方向に長手方向軸を有する長穴状に形成されており、このため上記流通穴26と同様に第2インペラ210の周部の近傍でその外周に位置している。また第2スペーサ22の内周面は流路溝14

aに沿った曲面状に形成されており、さらにその隔壁34の円弧面34aの円周方向両端部は丸みを帯びてなだらかに形成されている。

なお、詳しい図示は省略するが、ボデー4の流路溝4aは仕切プレート12の流路溝12aと対称に形成されて相互の間に入口穴2を始端とする流路28を形成しており、対応する下流側溝部分4a1を有している。仕切プレート12の第2インベラ210側の流路溝12bはまたカバー14の流路溝14aと対称に形成されて相互の間に連通穴26を始端とする流路32を形成しており、対応する上流側溝部分12b1と下流側溝部分12b2とを有している。

さて、次に上記流路構造による各ポンプ室の流路28、32の変化をさらに第5図～第8図に従って説明すると、流路28は第5図に示した終端部前位置では第1インベラ208の先端部周囲に形成されており、終端部に近づくにつれ第6図に示すように第1インベラ208の先端部から遠ざかって徐々にその流路面積を大にし、終端である

連通穴26位置では第7図に示すように完全に第1インベラ208から離れて流路面積を最大とする。また第8図に示した隔壁30位置では流路面積はほぼ零になる。

一方流路32は第7図に示した始端位置すなわち連通穴26位置では流路面積は最大となっており、これより下流側に内うにつれ第2インベラ210の先端部に近づいて徐々に流路面積を狭め、第8図に示した始端部後方位置では第2インベラ210の先端部周囲に位置している。これよりさらに下流側では、終端すなわち出口穴18に向うにつれ第2インベラ210の先端部から遠ざかって徐々にその流路面積を大とし、終端である出口穴18位置では第5図に示したように完全に第2インベラ210から離れてその流路面積を最大とする。また第6図に示した隔壁34位置では流路面積はほぼ零となる。

次に上記実施例の作用に関し説明すると、入口穴2より一段目のポンプ室の流路28内に導かれた燃料は第1インベラ208の曲溝208aの作

用により螺旋渦流となって終端部に向かうが、終端部に近づくにつれ徐々に流路面積が増大する。このため燃料流はデューザ効果によりその全体としての流速を弱める。また流路28は徐々に第1インベラ208の先端部より離れ、それに伴って第1インベラ208の曲溝208aの作用を受ける流路28部分が徐々に減少し、すなわち曲溝208aのスラスト方向の流路部分が徐々に塞がれ一方ラジアル方向の流路部分が徐々に増大されるので、連通穴26位置では完全に曲溝208aの作用を受けなくなる。従って曲溝208aによる螺旋渦流が弱められ、このように燃料流はその全体としての流速を弱めかつ螺旋渦流を弱めた状態で隔壁30に対し衝突することとなるので、衝撃力が小さくなり、騒音が大幅に低減する。流体はついで連通穴26より次段のポンプ室の流路32により導かれるが、連通穴26は第2インベラ210に対しその周部に近接して配置されているため流体は流路32内に円滑に流入し、同様のポンプ室においてこのような騒音低減作用を受けて出

口穴18へと導かれる。

次に本発明の第2実施例を第9図及び第10図を参照して説明する。

本実施例は上記第1実施例の変形例であり、同様の部材には同一符号を付してその説明は省略する。

本実施例において、第9図（従来例の第16図に対応）に示すように、仕切プレート12の第1インベラ208側の流路溝12aの下流側溝部分12a11は上記第1実施例と同様に第1インベラ208の周部に近接して外側に位置する連通穴26に至る直線部分を全く有さない滑らかな曲線状に形成されており、また第10図（従来例の第17図に対応）に示すように、カバー14の流路溝14aの上流側溝部分14a11と下流側溝部分14a21も同様に直線部分を全く有さない滑らかな曲線状に形成されている。

従って、本例の作用は上記第1実施例とほぼ同様であるが、流路28及び流路32の特に終端部の燃料の流れはさらに円滑となり、騒音防止効果

をさらに高めることができる。

次に本発明の第3実施例を第11図～第13図を参照して説明する。

本実施例も第1実施例の変形例であり、同様の部材には同一符号を付してその説明は省略する。

本実施例において、第11図（従来例の第16図に対応）及び第13図に示すように仕切プレート12に形成された流通穴26aはその内側に第2インペラ210の歯溝210aの底部位置になだらかにつながる斜面26a1を有している。一方、第2スペース22の流通穴26aに相対する部位には上記斜面26a1とほぼ平行な斜面22aが形成されており、カバー14の流路溝14aの上流側溝部分14a12につながっている。ここで、この上流側溝部分14a12は第12図（従来例の第17図に対応）の上流側溝部分14a1と異なり、これにつながる溝部分と同一円周上に形成されている。

従って、本実施例において流路32はその始端より第2インペラ210の歯溝210aによる少

る。

次に第15図（従来例の第17図に対応）において、カバー64の流路溝64aは流通穴76に対応する位置を始端とする、上記仕切プレート62の下流側溝部分62a1と対称形状の、上流側溝部分64a1を有しており、終端部には出口穴68の中心より流体の流れ方向とは逆方向に約45°の位置より同幅でほぼ接線方向に延びて出口穴68になだらかな曲線状でつながる下流側溝部分64a2を有しており、この下流側溝部分64a2は終端部近傍で元の溝部分とほぼ同心の円弧状に滑らかに曲がり、終端部で直径方向とほぼ直角に交わっている。出口穴68は上記下流側溝部分64a2と同幅で円周方向に長手方向軸を有する長穴状に形成されており、第2インペラ210の歯溝210aをほぼ半分またいで位置している。また第2スペース72の内周面は流路溝64aに沿った曲面状に形成されており、さらにその隔壁84の円弧面84aの円周方向両端部は丸みを帯びてなだらかに形成されている。

圧作用を受けるので有効昇圧流路長さが長くなり、上記第1実施例と同様な騒音低減作用を保ちながらポンプ能力の向上すなわち吐出流量の増大を図ることができる。

次に本発明の第4実施例を第14図及び第15図を参照して説明する。

第14図（従来例の第16図に対応）において、仕切プレート62の第1インペラ208側の流路溝62aは流通穴76の中心より流体の流れ方向とは逆方向に約45°の位置より同幅でほぼ接線方向に延びて流通穴76になだらかな曲線状でつながる下流側溝部分62a1を有している。この下流側溝部分62a1は終端部近傍で元の溝部分とほぼ同心の円弧状に滑らかに曲がり、終端部で直径方向とほぼ直角に交わっている。流通穴76は第1インペラ208の歯溝208aをほぼ半分またいで位置している。また第1スペース70の内周面は流路溝62aに沿った曲面状に形成されており、さらにその隔壁80の円弧面80aの円周方向両端部は丸みを帯びてなだらかに形成されてい

なお、本実施例においても上記実施例と同様第1図に示すようにボデー54の流路溝54aは仕切プレート62の流路溝62aと対称に形成されて相互の間に入口穴52を始端とする流路78を形成しており、対応する下流側溝部分を有している。仕切プレート62の第2インペラ210側の流路溝62bはまたカバー64の流路溝64aと対称に形成されて相互の間に流通穴76を始端とする流路82を形成しており、対応する上流側溝部分と下流側溝部分とを有している。

上記第4実施例の作用は上記第1実施例とほぼ同様であるが、本実施例において流路78及び流路82は、終端部に近づくにつれ徐々に流路面積が増大するが、終端部においても対応する第1インペラ208及び第2インペラ210の歯溝208a及び210aからは完全に離隔していないので、終端部分におけるラジアル方向の流路部分の増大に伴う特にインペラの低回転時における昇圧能力の低下を抑えつつ騒音低減効果を得ることができる。

上記第1～第4実施例は全て第1インペラ208と第2インペラ210とを備えたすなわちポンプ室を2段備えた2段式のポンプ機構に関するものであるが、3段以上のポンプ室を備えたポンプ機構においても同様な構成を適用できる。

(発明の効果)

本発明において、流体は通過穴もしくは出口穴直前に形成されている流路部分により螺旋渦流の発生と隔壁等への衝突による騒音の発生が抑制される。またこのような流路部分の形成あるいは出口穴の位置の設定に伴うポンプ室の變形は最小限で済むのでポンプ機構の大型化を要せず騒音防止効果を得ることができる。さらにポンプ室を複数備えたポンプ機構の場合には前段の通過穴より次段の流路がなだらかにつながることで前段と次段とのつなぎの部分における騒音を抑制することができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は電動式燃料ポンプの従来例及び本発明の実施例の一部に共通する縦断面図、第1A図は

第1図の第1インペラ側の流路溝を示す部分拡大図、第2図は第1図の底面図、第3図～第8図は本発明の第1実施例を示すもので、第3図及び第4図はそれぞれ第1図のA-A線及びB-B線断面に対応する図、第5図～第8図はそれぞれ第3図及び第4図のC-C線、D-D線及びE-E線断面図、第9図及び第10図は第2実施例を示すもので、それぞれ第3図及び第4図に対応する断面図、第11図～第13図は第3実施例を示すもので、第11図及び第12図はそれぞれ第3図及び第4図に対応する断面図、第13図は第11図及び第12図のG-G線断面図、第14図及び第15図は第4実施例を示すもので、それぞれ第3図及び第4図に対応する断面図、第16図及び第17図は従来例を示すもので、それぞれ第1図のA-A線及びB-B線断面に対応する図である。

2…入口穴

4…ボデー

4a、12a、14a、12b、54a、62a、

62b、64a、…流路溝

12、62…仕切プレート

12a1、14a2、12b2、12a11、14a21、

62a1、64a2…下流側溝部分

14、64…カバー

18、68…出口穴

20、70…第1スペース

22、72…第2スペース

26、26a、76…通過穴

28、32、78、82、…流路

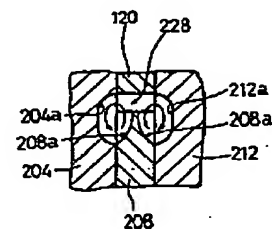
120、170…スペース

208…第1インペラ

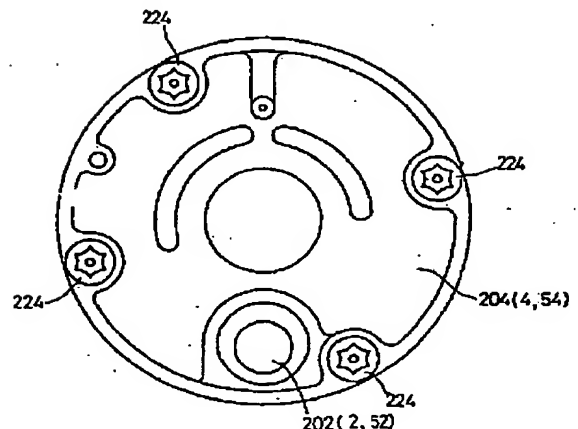
210…第2インペラ

出願人 愛三工業株式会社

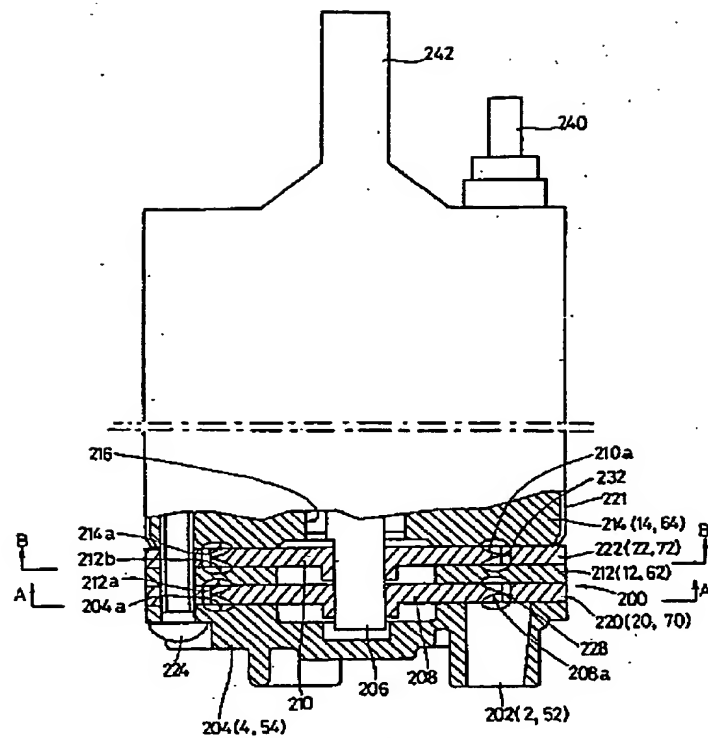
代理人 弁理士 岡田 英彦(外2名)



第1A図

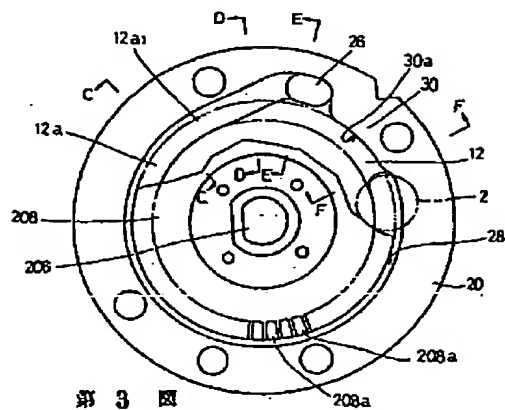


第2図

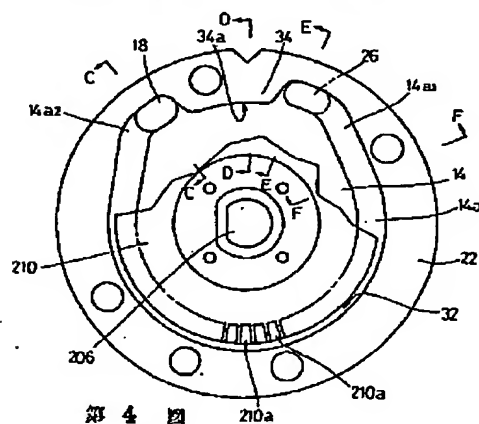


第 1 図

- 2—入口穴  
 4—ボデー  
 4a, 12a, 14a, 12b, 54a, 62a,  
 62b, 64a, —密封部  
 12, 62—仕切プレート  
 12a1, 14a2, 12b2, 12a11, 14a21,  
 62a1, 64a2—下流側溝部分  
 14, 64—カバー  
 18, 68—出口穴  
 20, 70—第1スペース  
 22, 72—第2スペース  
 28, 28a, 76—流通穴  
 28, 32, 78, 82, —流路  
 120, 170—スペース  
 208—第1インペラ  
 210—第2インペラ

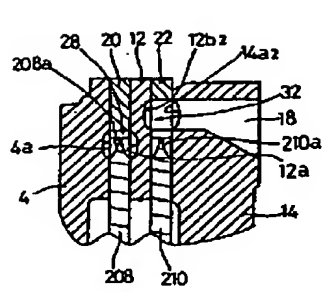


第 3 図

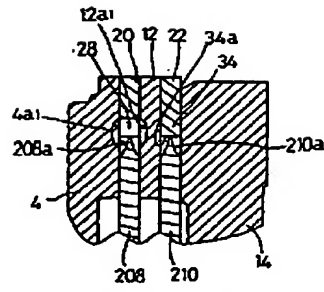


第 4 図

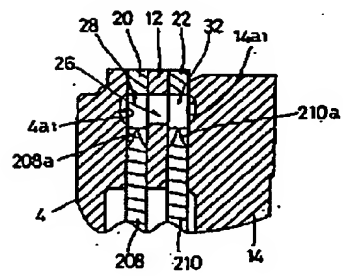




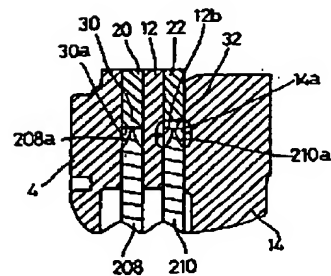
第 5 図



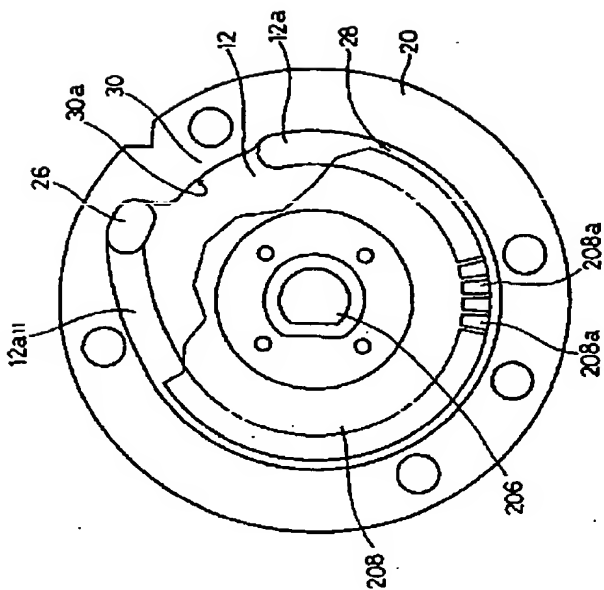
第 6 図



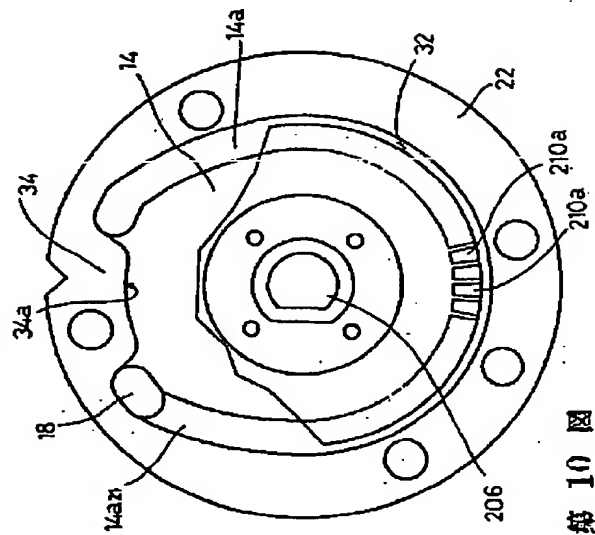
第 7 図



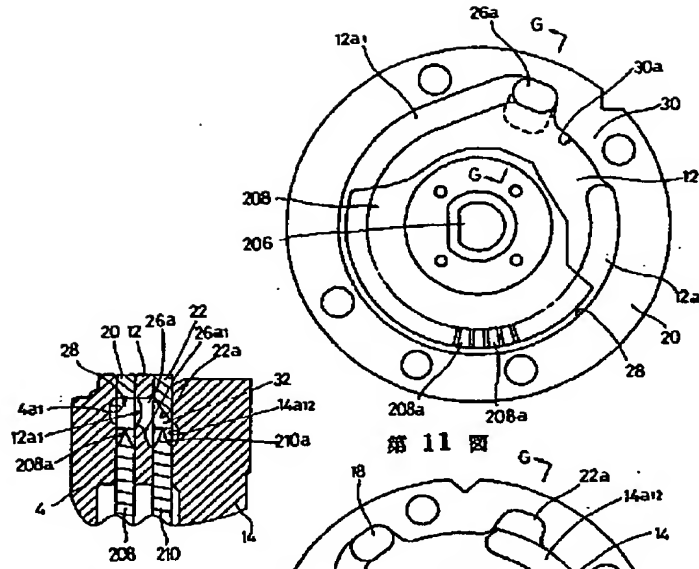
第 8 図



第 9 図

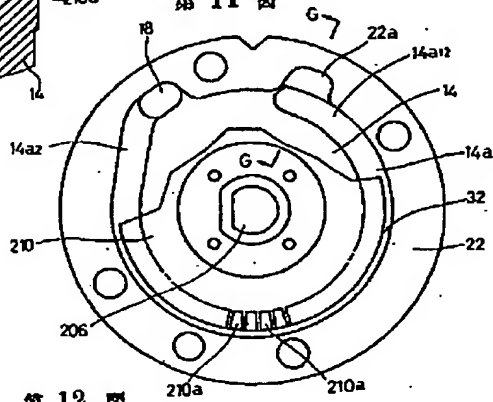


第 10 図

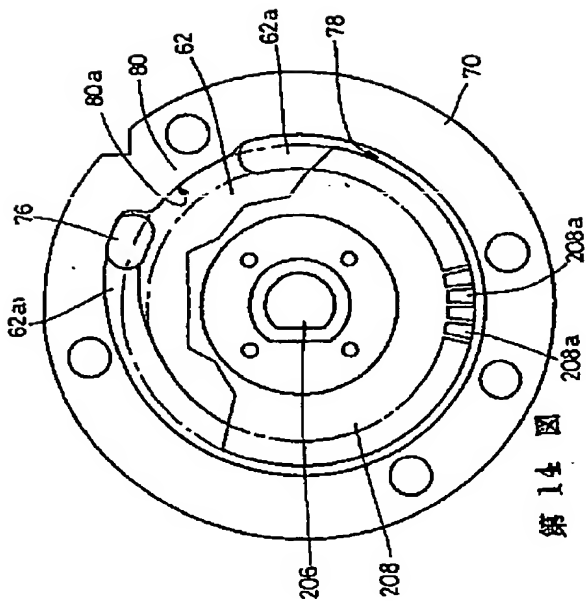


第 11 図

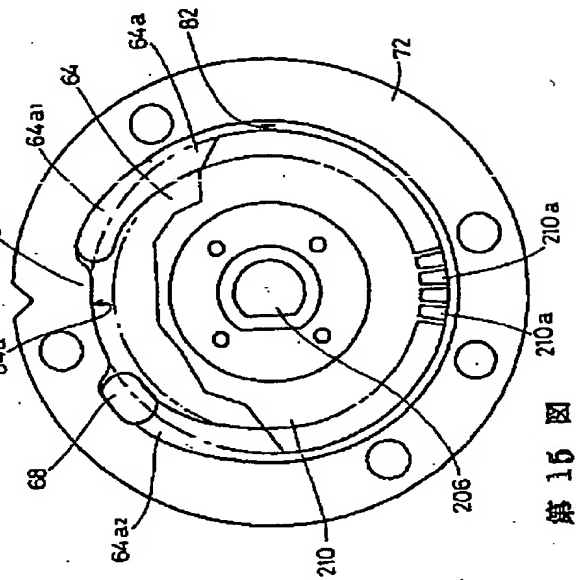
第 13 図



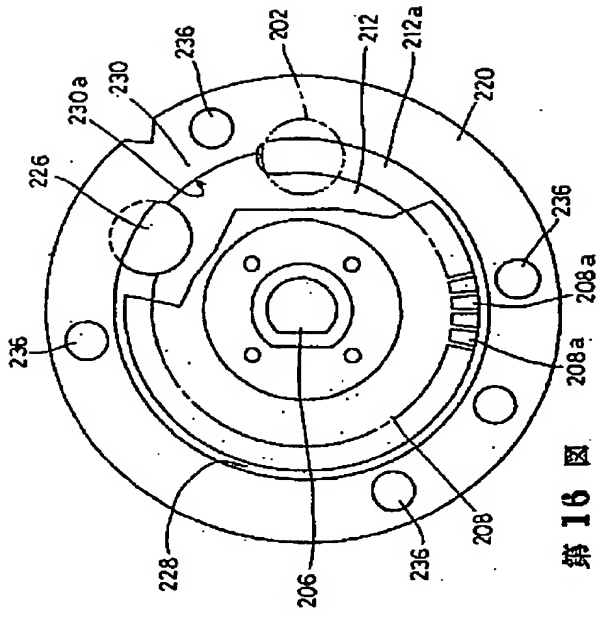
第 12 図



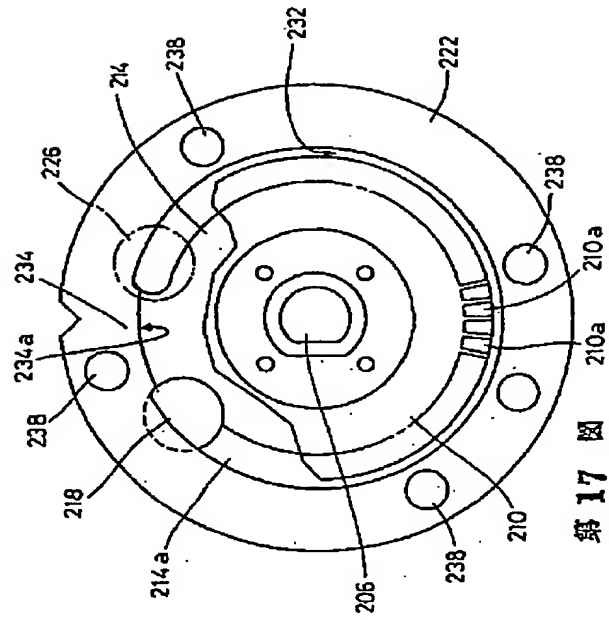
第 14 図



第 15 図



第16図



第17図